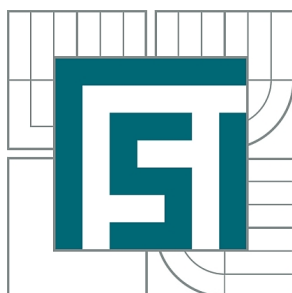




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

STRMÝ PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PRO DOPRAVU DRCENÉ STAVEBNÍ SUTI

STEEP BELT CONVEYOR TO TRANSPORT CRUSHED BUILDING RUBBLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

JIŘÍ KOIŠ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jiří Koiš

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Strmý pásový dopravník pro dopravu drcené stavební suti

v anglickém jazyce:

Steep Belt Conveyor to Transport Crushed Building Rubble

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh strmého pásového dopravníku pro dopravu drcené stavební suti

Hlavní technické parametry:

dopravní výkon: 8.000 kg/hod

dopravní výška: 5 m

dopravní délka (rozteč mezi osami bubnů): 9 m

dopravovaný materiál: drobné kamenivo, drcená stavební suť

max. zrnitost do 150mm

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
2. GAJDŮŠEK, J. - ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988
3. Firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 18.10.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



Abstrakt

Cílem této bakalářské práce je návrh řešení strmého pásového dopravníku pro dopravu drcené stavební sutě. Práce se zabývá koncepcí navrženého řešení a návrhy jednotlivých komponent, které jsou opodstatněny funkčním výpočtem zařízení. Dále je proveden návrh napínacího mechanismu pásu a kontrolní výpočet jeho namáhaných částí. Práce je doplněna návrhem konstrukce nosného rámu. V závěru práce je navržen doporučený provoz a montáž dopravníku. Shrnutí a komentář autora jsou uvedeny v závěru. K práci jsou přiloženy výkres sestavení pásového dopravníku a podsestava řešeného napínacího mechanismu.

Klíčová slova

Pásový dopravník, motorový buben, váleček, dopravní pás

Abstract

The objective of this bachelor is the design of construction debris steep conveyor belt. The work deals with the solution concepts proposal and individual components design that are motivated by functional device calculation. Furthermore, the design of a belt tensioning mechanism and control calculation of the exposed parts is proposed. The work is accompanied by the supporting frame structure design. Moreover the conveyor installation and operation conditions are suggested. Summary and author comments are enclosed at the end. The conveyor assembly drawing and tensioning mechanism subassembly drawing is attached.

Key words

Belt conveyor, drum motor, roller, conveyor belt



Bibliografická citace

KOIŠ, J. Strmý pásový dopravník pro dopravu drcené stavební sutě. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 41 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc..



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2012

.....

Jiří Koiš



Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za vedení bakalářské práce, za odborné konzultace a užitečné rady týkající se mé bakalářské práce. Dále děkuji své rodině za podporu při studiu.



Obsah

Úvod.....	11
1 Koncepce navrženého řešení.....	12
1.1 Hlavní části dopravníku.....	12
1.2 Charakteristika přepravovaného materiálu.....	13
2 Volba částí pásového transportéru.....	14
2.1 Dopravní pás.....	14
2.1.1 Bočnice (vlnovec).....	15
2.1.2 Příčné profily.....	15
2.1.3 Spojení pásu.....	15
2.2 Válečkové stolice.....	16
2.2.1 Konstrukce válečku.....	16
2.2.2 Disky spodních válečků.....	17
2.2.3 Hřidel válečku nosné větve.....	18
2.2.4 Hřidel válečku vratné větve.....	18
2.2.5 Pražce nosné větve.....	19
2.2.6 Pražce vratné větve.....	20
2.3 Poháněcí stanice.....	20
2.3.1 Rozměry poháněcí stanice.....	21
2.3.2 Ukotvení motorového a vratného bubnu k rámu	21
2.4 Vratná stanice.....	22
2.5 Napínací mechanismus.....	22
2.5.1 Části napínacího mechanismu a jejich konstrukce.....	22
2.5.2 Princip napínacího mechanismu.....	23
2.6 Rám dopravníku.....	24
2.6.1 Průběh napětí v rámu.....	24
3 Funkční výpočet.....	26
3.1 Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu.....	26
3.2 Volba jmenovité dopravní rychlosti.....	26
3.3 Návrh pásu.....	26
3.3.1 Kontrola šířky pásu na skutečnou plochu průřezu náplně pásu.....	27
3.3.2 Největší objemový dopravní výkon pásu.....	27
3.3.3 Kontrola hmotnostního dopravního výkonu.....	27
3.4 Hnací síla.....	28
3.4.1 Odpor k překonání dopravní výšky.....	28
3.4.2 Vedlejší odpory.....	28
3.4.3 Obvodová hnací síla.....	29
3.5 Potřebný výkon pohonu.....	30
3.5.1 Potřebný provozní výkon pohonu na poháněcím bubnu	30
3.5.2 Potřebný provozní výkon poháněcího motoru.....	30
3.5.3 Potřebný rozběhový výkon poháněcího motoru.....	30
3.6 Omezení podle průvěsu pásu.....	31
3.7 Síly v pásu.....	31
3.7.1 Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu.....	31
3.7.2 Tahové síly v pásu.....	32
3.7.3 Největší tahová síla v pásu.....	32
3.7.4 Bezpečnost síly v pásu.....	33
3.7.5 Průměrný tah v pásu na buben.....	33



3.7.6 Vektorový součet tahů v pásu.....	33
4 Návrhový výpočet napínacího mechanismu.....	33
4.1 Návrh průměru závitové tyče.....	33
4.1.1 Mezní štíhlostní poměr.....	35
4.1.2 Oblast pružného vzpěru podle Eulera.....	35
4.1.3 Kontrola závitové tyče v oblasti nepružného vzpěru.....	35
5 Pokyny pro montáž a údržbu.....	36
Závěr.....	37
Použitá literatura.....	38
Seznam použitých značek a symbolů.....	39
Seznam příloh.....	41



Úvod

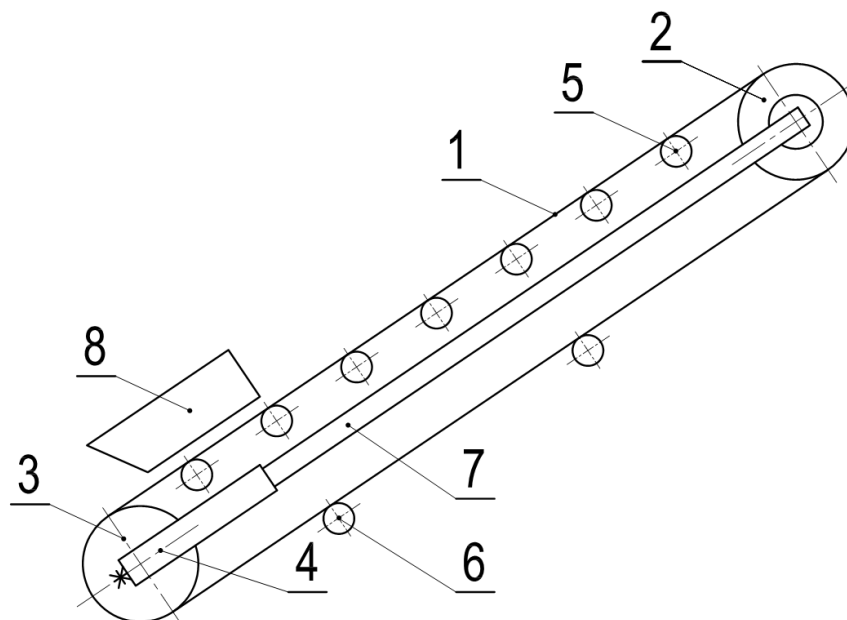
Cílem této bakalářské práce je návrh strmého pásového dopravníku pro dopravu drcené stavební suti. Práce se zabývá volbou jednotlivých komponent dopravníku, která vychází z funkčního výpočtu. Komponenty jsou voleny s ohledem na bezúdržbový provoz při dlouhé životnosti dopravníku a na vyšší odolnost proti prашnému prostředí. Koncepce řešení udává druh dopravníku a způsob použití, pro který je konstruován. Cílem je navrhnout zařízení nižší hmotnosti, vyšší spolehlivosti a jednoduché obsluhy. Tyto parametry jsou výchozí při volbě konstrukce napínacího mechanismu.



1 Koncepce navrženého řešení

Autor práce zvolil dopravník s gumovým pásem s textilními vložkami a rovnou nosnou stolicí. Dopravní výkon dodává motorový buben na spadové straně pásu. Samotný rám dopravníku je realizován konstrukcí ze dvou nosných ocelových profilů. Dopravník je stabilní a podepírají jej svařované vzpěry ukotvené k zemi, jejichž konstrukce není součástí této práce. Strmost dopravníku vyšší než sypný úhel materiálu je důvod, proč byl zvolen pás s příčnými profily. Pás je též vybaven vlnovcem, který zamezuje spadu dopravovaného materiálu z pásu. Napínání pásu zajišťuje šroubový mechanismus na násypové straně pásu, kde je instalována násypka. Schéma řešeného dopravního transportéru viz Obr. 1.

1.1 Hlavní části dopravníku



*Obr. 1 Charakteristické konstrukce a základní části pásového dopravníku,
schéma s přihlédnutím k [1]*

kde:

- 1 .. Dopravní pás
- 2 .. Poháněcí stanice
- 3 .. Vratný buben
- 4 .. Napínací mechanismus
- 5 .. Nosné válečky (horní válečkové stolice)
- 6 .. Vratné válečky (dolní válečková stolice)
- 7 .. Rám dopravníku
- 8 .. Násypka



1.2 Charakteristika přepravovaného materiálu



*Obr. 2 Drcená suť , převzato z [5]
(na obrázku drtič kamene a stavebního odpadu)*

Z důvodu nesterenosti dopravovaného materiálu nelze přesně stanovit hodnoty jeho fyzikálních vlastností, jako je sypný úhel a objemová sypná hmotnost. Proto byl dopravovaný materiál přibližně charakterizován jako drcený kámen s přihlédnutím k literatuře [1, tab. 8.5].

Další předpoklad je normální vlhkost materiálu a jeho abrazivní chování vůči pásu. Při přepravě tohoto druhu materiálu lze předpokládat, že dopravník bude pracovat ve velmi prašném prostředí, což klade vyšší důraz na odolnost komponent proti tomuto faktoru.

Příklad drcené stavební suti viz Obr. 2.

Objemová sypná hmotnost

$$\rho = 1500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Sypný úhel

$$\alpha = 30^\circ$$

Maximální sklon transportéru

$$\begin{aligned} \delta_{\max} &= 18^\circ \\ \delta_{\max} &< \delta \end{aligned}$$

kde:

$$\delta = 33,75^\circ \text{ Sklon dopravníku viz vztah (1).}$$

-z čehož plyne nezbytnost **příčných profilů** na dopravním pásu



2 Volba částí pásového transportéru

2.1 Dopravní pás

Dle typu provozu dopravníku a přepravovaného materiálu je zvolen gumový dopravní pás s textilními vložkami od firmy Reko s.r.o. dle [8] typ 2M8 U0-U-G10 FH o šíři $B=400\text{mm}$. Pás se dle [8] vyznačuje tichým chodem a dobrou odolností proti oděru. Pás je od stejné firmy doplněn vlnovcem a příčnými profily, opodstatněné v 1.2 Charakteristika přepravovaného materiálu.

Kontrola šířky pásu na skutečnou plochu průřezu náplně pásu viz vztah (4).

Bezpečnost síly v pásu viz vztah (28) vychází přibližně čtyřnásobná, což je vyhovující za předpokladu, že by se mohla objemová sypná hmotnost přepravovaného materiálu, volená v 1.2 Charakteristika přepravovaného materiálu, během provozu dostat přes předpokládanou hodnotu použitou ve výpočtu.

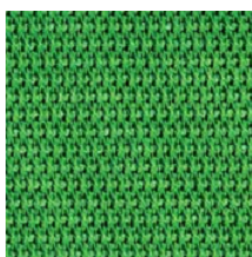
Délka pásu

$$L_p = 18696\text{mm}$$

-délka pásu je z důvodů realizovatelnosti dělitelná délkou jednoho článku vlnovce. Na délku pásu se vztahuje její výrobní tolerance daná výrobcem, která je kompenzována napínacím mechanismem.

Tabulka 1: Vlastnosti pásu, převzato z [8]

Typ	Potravinářský atest	Antistatický	Snížená hlučnost ⁽¹⁾	Barva povrchu	Tloušťka	Hmotnost	Min. průměr válců ⁽²⁾	Tah pro 1% prodloužení	Max. tažná síla	Min. teplotní odolnost	Max. teplotní odolnost
					mm	kg/m ²	mm	N/mm	N/mm	°C	°C
GUMA											
2M8 U0-U-G10 FH		✓		zelená	2,3	2,4	50	8	16	-20	100



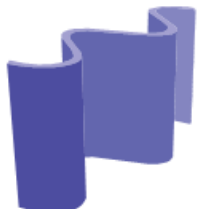
FH

Obr.3 Dezén povrchu pásu, převzato z [8]

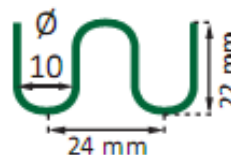


2.1.1 Bočnice (vlnovec)

Na pás je vysokofrekvenčně přivařen vlnovec C-U 10/50 z [8] vhodný pro malý průměr válců. Vlnovec zabraňuje spadu dopravovaného materiálu z pásu, čímž zvyšuje bezpečnost a efektivitu provozu transportéru na úkor vyšší ceny pásu.



Obr.4 Vlnovec,
převzato z [8]



Obr.5 Rozměry vlnovce,
převzato z [8]

Rozměry:	ø10x50mm
Materiál:	PUR
Min. průměr válců:	120mm
Tloušťka:	1,7mm
Barva :	zelená

2.1.2 Příčné profily

Pás je vybaven příčnými profily PVC L50 z [8]. Profily jsou na pás vysokofrekvenčně přivařeny po 398mm (47 kusů). Délka příčných profilů je 280mm.



Obr.6 Příčný profil, převzato z [8]

Rozměry:	27x50mm
Nejmenší rozteč:	55mm
Min. průměr válce:	100mm

2.1.3 Spojení pásu

Pás bude dodán výrobcem spojený tzv. spojem na prsty, což je nejobvyklejší způsob spojení pásů. Podle [8] rovnoměrná tloušťka v místě spoje zaručuje vysokou pevnost a nenarušenou flexibilitu pásu.



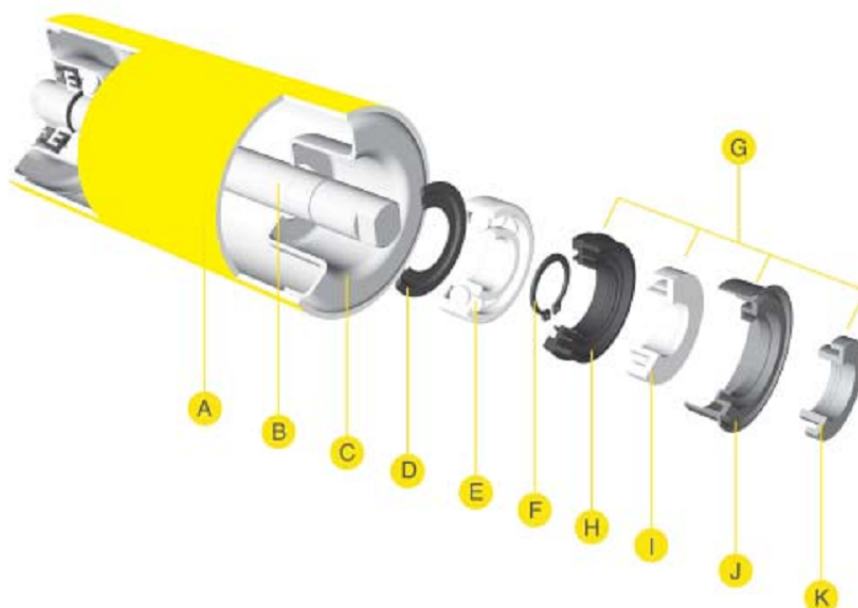
Obr. 7 Příklady spojení pásu na prsty, převzato z [8]

2.2 Válečkové stolice

Malý dopravní výkon a nízká rychlost pásu klade minimální nároky na podepření pásu, proto je volena válečková stolice nosné větve dopravníku s válečky F-063x500-6204 od firmy Transroll spol. s.r.o z [6], které mají díky své konstrukci vysokou odolnost v prašném prostředí a dlouhou životnost. Podepření zpětné větve je realizováno stejným typem válečků opatřenými disky spodních válečů s rozdílným typem jejich hřídelí.

2.2.1 Konstrukce válečku

Váleček je vybaven dvojitým labyrintovým těsněním vyplněným tukem, který chrání ložiska před znečištěním.

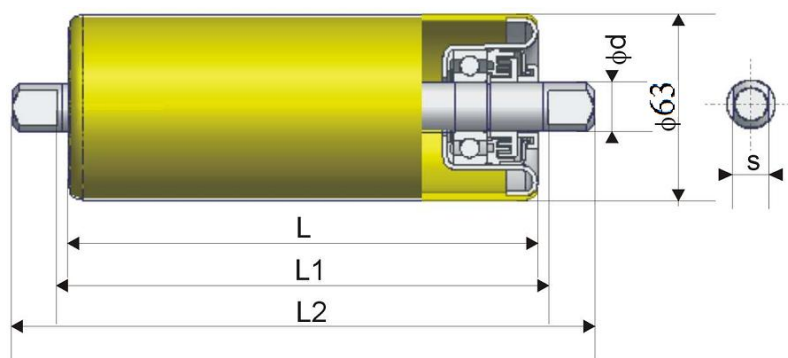


Obr. 8 Konstrukce válečku, převzato z [6]






kde:

- A) Plášť
- B) Hřídel
- C) Ložiskové pouzdro
- D) Zadní těsnění
- E) Kuličkové ložisko
- F) Pojistný kroužek
- G) Dvojitě labyrintové těsnění
- H,I) Prvky vnitřního labyrintu
- J,K) Prvky vnějšího labyrintu



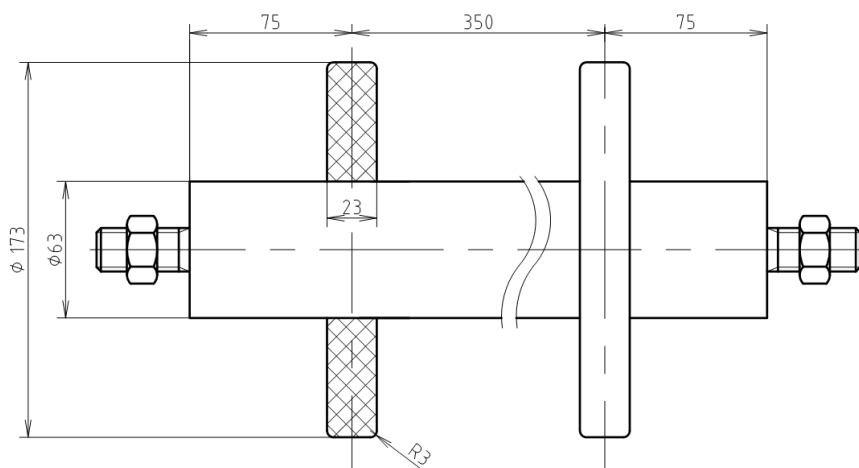
Obr. 9 Rozměry válečku, převzato z [7]

Tabulka 2: Rozměry válečku, převzato z [6]

Dimensions (mm)			Weight (kg)		Belt width (mm)		
L	L1	L2	Rotating parts	Total			
500	508	546	2,3	3,6	400		

2.2.2 Disky spodních válečků

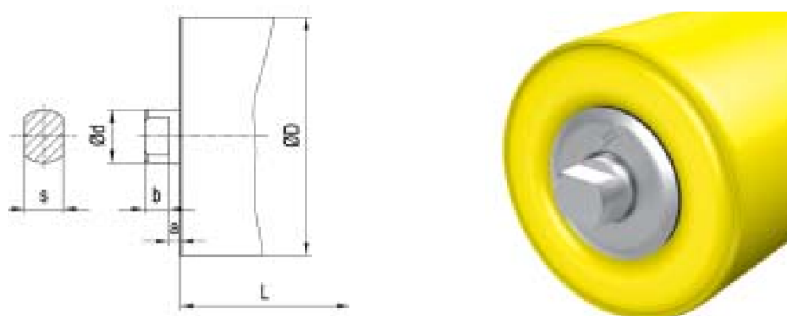
Příčné profily a vlnovec instalované na pásu neumožňují podepření vratné větve pouze hladkým válečkem, proto jsou válečky spodní, tedy vratné větve, vybaveny disky. Disky nemají normalizované rozměry a jsou vyrobeny z pryže. Jejich základní rozměry a poloha na válečku viz Obr. 10. Disk je na váleček připevněn silou vyvozenou uložením s přesahem docíleného vhodnou volbou průměru otvoru disku.



Obr. 10 Základní rozměry a poloha disků na válečku vratné větve
Transroll typ F-063x500-6204 E z [6]

2.2.3 Hřídel válečku nosné větve

Válečky nosné větve jsou usazeny v pražci, proto je volen jednoduchý hřídel válečku s katalogovým značením A-double flat podle [6].



Obr. 11 Hřídel válečku nosné větve, převzato z [6]

kde:

$s=14$ mm

$b=4$ mm

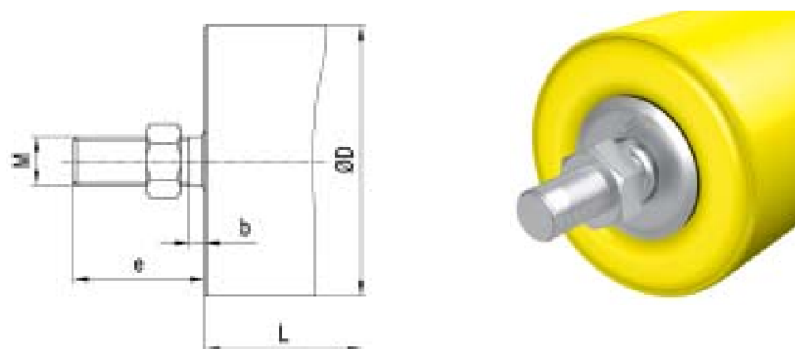
$a=9$ mm

$\text{ø}d=20$ mm

$\text{ø}D=63$ mm

2.2.4 Hřídel válečku vratné větve

Válečky vratné větve jsou nestandardně uloženy pomocí profilů navařených na rámu, aby byl zamezen jakýkoli nežádoucí pohyb válečku, je pro upevnění zvolen válečkový hřídel s katalogovým značením E – external thread + nut podle [6], toto řešení také umožňuje jemné doladění běhu válečku po instalaci pásu. Matice je zajištěna proti samovolnému povolení po každé manipulaci nanesením barvy na závit.



Obr. 12 Hřídel válečku vratné větve, převzato z [6]

kde:

$M=20$ mm

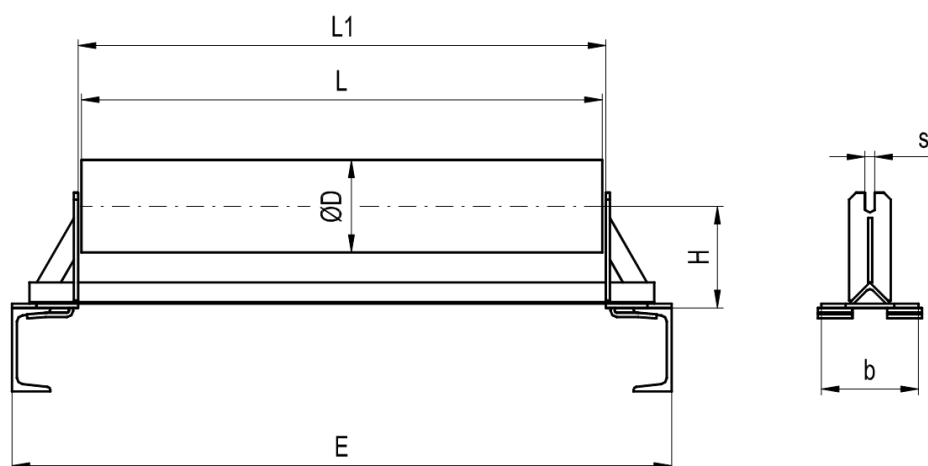
$b=5$ mm

$e=43$ mm

$\varnothing D=63$ mm

2.2.5 Pražce nosné větve

Pražce nosné větve jsou také voleny od firmy Transroll spol s.r.o., konkrétně pražce jedno válečkové B400 Typ 307 ST z [7]. Pražec je vyroben ze svařovaných válcovaných profilů. Pražec nebude po dohodě s dodavatelem vybaven závěsnými příložkami, protože bude k nosné konstrukci přivařen, čímž bude docíleno vyšší tuhosti rámu. Pražce proto nebudou objednány se základovým nátěrem, který by mohl ovlivnit kvalitu svaru.



Obr. 13 Jedno válečková stolice typ 307 ST, převzato z [7]

Tabulka 3: Rozměry jedno válečkové stolice typu 307 ST, převzato z [7]

B	E	Označení	Rozměry (mm)						Hmotnost (kg)
			D	L	b	H	L1	s	
400	700	4-30706-00002	63,89,76	500	140	106	510	14	4,6



2.2.6 Pražce vratné větve

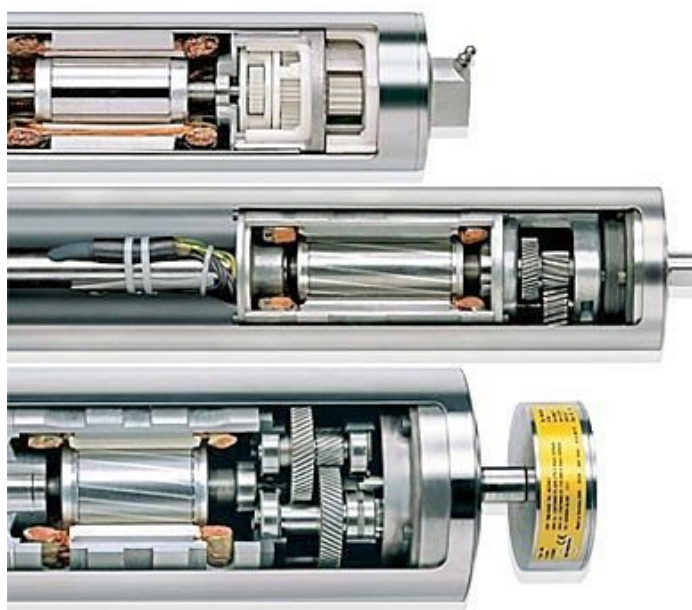
Z konstrukčních důvodů nebylo možné použít vratné stolice od výrobce, proto jsou válečky vratné větve připevněny na profil spuštěný z nosné konstrukce viz výkres sestavení strmého pásového dopravníku v příloze.

2.3 Poháněcí stanice

Při volbě poháněcí stanice byl kladen důraz na bezúdržbový provoz, na vysokou odolnost poháněcí stanice proti prašnému prostředí a vzhledem k poměrně dlouhé konstrukci dopravníku za nízkého dopravního výkonu bylo vhodné zvážit i výhody nižší hmotnosti volené poháněcí stanice.

Těmto parametrům nejvíce vyhovoval motorový buben firmy Van der Graaf s katalogovým značením TM 215A40 - 1275 ZV voleno z [9]. Výkon motoru volen jmenovitě $P=0,55\text{kW}$ s přihlédnutím k vztahu (20) a (21) s bezpečností proti přetížení přibližně 2.

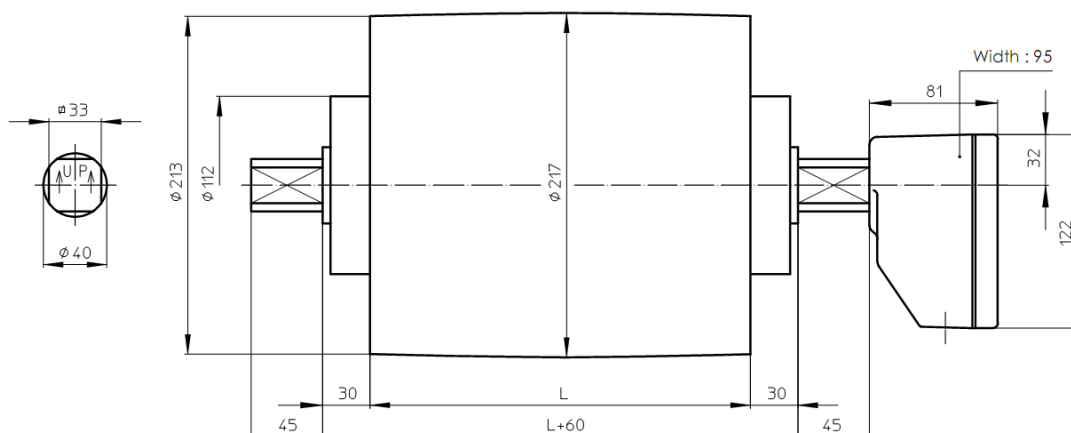
Původně byla uvažována volba motorového bubnu firmy Interroll, ale vypočteným parametrům lépe vyhovoval již uvedený motor firmy Van der Graaf. Ukázka motorového bubnu v řezu viz Obr. 14.



*Obr. 14 Znáznornění převodového mechanismu motorového bubnu
firmy Interroll viz [10]*



2.3.1 Rozměry poháněcí stanice



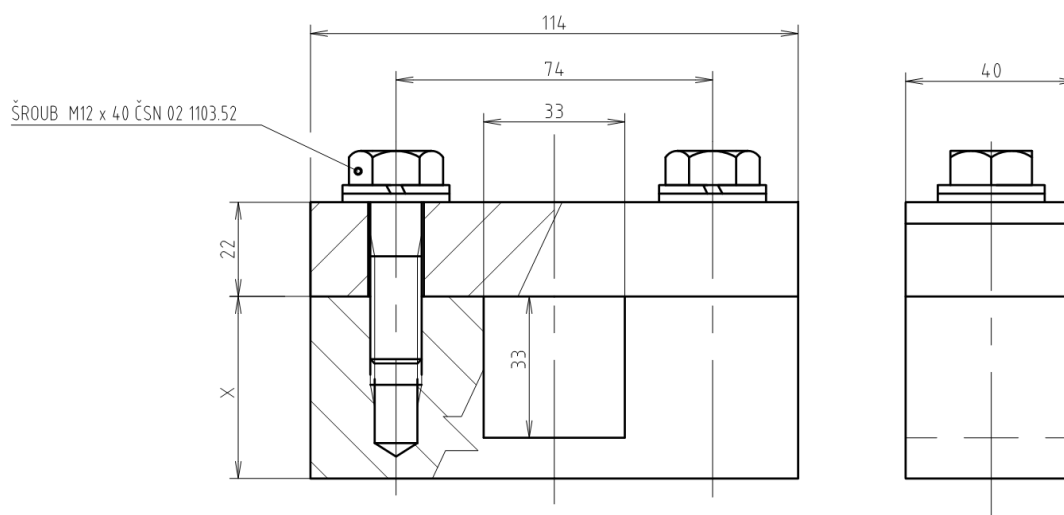
Obr. 15 Poháněcí stanice Van der Graaf typ TM 215A40, převzato z [9]

kde:

$L=550\text{mm}$

2.3.2 Ukotvení motorového a vratného bubnu k rámu

Ukotvení motorového bubnu je realizováno opěrkami navařenými k rámu dopravníku. Aby byla zajištěna stejná výška vedení pásu na hnací a hnaný buben, nebylo s ohledem ke konstrukci rámu možné použít katalogové podpěrky Van der Graaf s označením AB 40 RVS z [9] doporučené pro ukotvení bubnů výrobcem. Díly podpěrky jsou vyrobeny z oceli třídy 11 vhodné pro svařování. Vrchní díl je spojen dvojicí šroubových spojů.



Obr. 16 Základní rozměry podpěrky

kde:

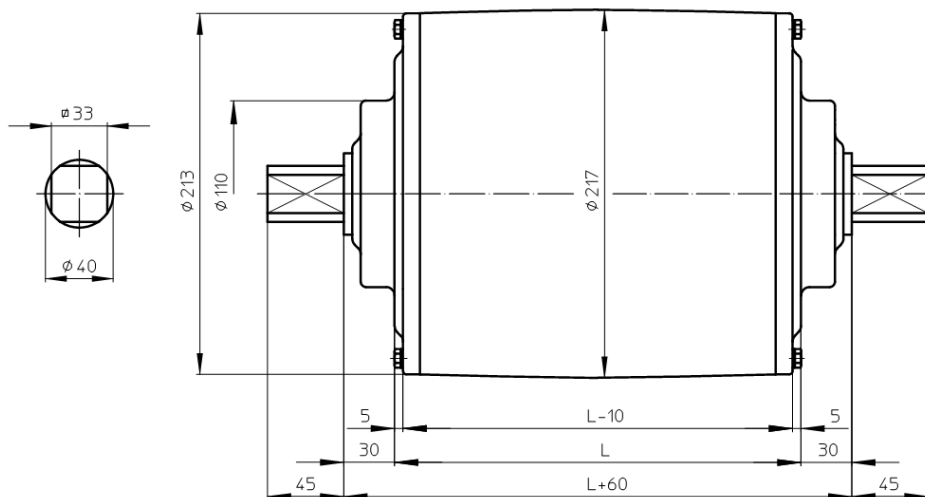
$X=42,5\text{mm}$ -pro ukotvení vratného bubnu

$X=45,5\text{mm}$ -pro ukotvení motorového bubnu



2.4 Vratná stanice

Vratná stanice je součástí katalogového výběru k motorovému bubnu Van der Graaf viz [9] konkrétně typ KT 215A40. Vratná stanice je uložena v podpěrkách (viz Obr. 16), které jsou součástí svařence napínacího mechanismu.



Obr. 17 Vratná stanice Van der Graaf typ KM 215A40, převzato z [9]

kde:

$L=550\text{mm}$

2.5 Napínací mechanismus

Přenos hnací síly motorového bubnu na pás zaručuje minimální síla předpětí v pásu, vyvozená šroubovým napínacím mechanismem. Jehož řešení vychází z konstrukce rámu, který dovoluje instalaci napínacího zařízení přímo do nosníků rámu. To umožňuje jednoduchý přístup k napínání pásu a zamezuje jakémukoli mechanickému poškození šroubu. Napínací mechanismus je umístěn na násypové straně dopravníku.

2.5.1 Části napínacího mechanismu a jejich konstrukce

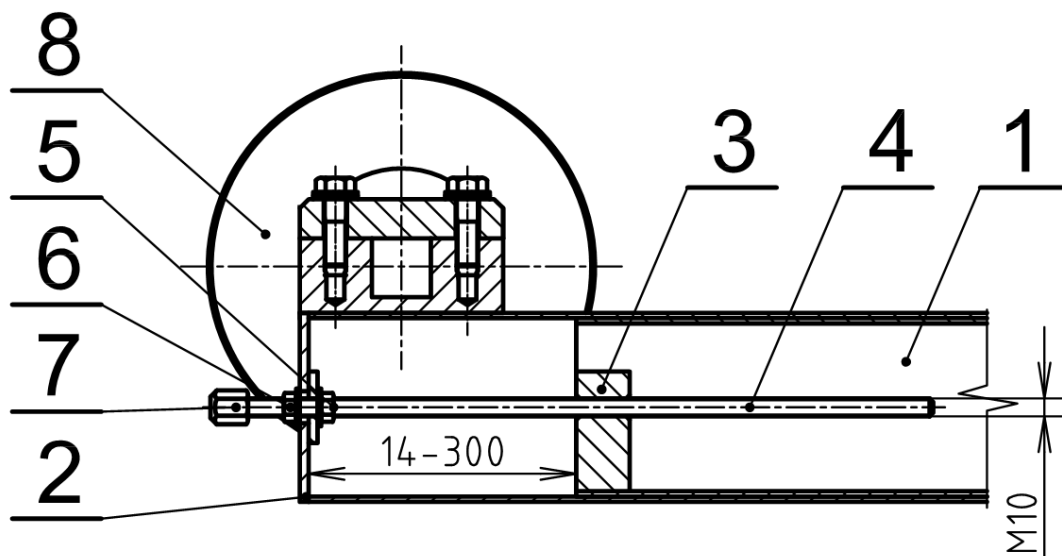
Svařenec tělesa je zhotoven z dvojice nenormalizovaných obdélníkových dutých profilů o tloušťce stěny 3mm, příčně spojených profilem 60x50x3–604–ČSN EN 10219–2 dle [12] a válečkovou stolicí viz Obr. 13.

Vnitřní rozměry obdélníkových dutých profilů jsou voleny s ohledem k vnějším rozměrům a tolerancím profilu 100x50x3 ČSN EN 10219-2 dle [11], mezi těmito díly musí být zaručeno uložení s vůlí, protože se jedná o funkční vazbu (**posuv napínacího mechanismu**).

Další součástí mechanismu je napínací šroub, jehož kontrolní výpočet je proveden v kapitole 4 Návrhový výpočet napínacího mechanismu. Napínací šroub tvoří svařenec závitové tyče M10x1,5 a matice.

Další informace částí mechanismu viz Seznam položek podsestavy napínacího mechanismu v příloze.

Podélné vedení napínacího mechanismu je realizováno teleskopickým vzájemným pohybem dvou dutých obdélníkových profilů, jejichž přesnou polohu vůči sobě zajišťuje pohybový šroub s pevnou maticí na rámu dopravníku a podpěrná matice pevně spojená se šroubem. Točivý pohyb šroubu je ovládán koncovou maticí. Zajištění mechanismu proti samovolnému pohybu za provozu je provedeno kontra maticí na vnější straně mechanismu.



kde:

- 1 .. Rám dopravníku
- 2 .. Svařenec tělesa napínacího mechanismu
- 3 .. Matice přivařená k rámu dopravníku
- 4 .. Pohybový šroub
- 5 .. Matice svařená se šroubem
- 6 .. Kontra matice
- 7 .. Koncová matice
- 8 .. Vratný buben



2.6 Rám dopravníku

Vzhledem k nízkému dopravnímu výkonu byla pro konstrukci rámu oproti zprvu předpokládané příhradové konstrukci zvolena dvojice dutých obdélníkových profilů od firmy FERONA [11] s označením 100x50x3–9000–ČSN EN 10219-2 materiál S235JRH (1.0039) dle EN 10219-1. Boční a zkrutnou tuhost dodávají rámu po metru přivařené menší profily od stejného dodavatele [12], se značením 60x50x3–610–ČSN EN 10219–2 ze stejného materiálu.

Svařenec rámu je dále doplněn: horními válečkovými stolicemi, které se také podílejí na zvýšení tuhosti konstrukce, závěsnými oky pro instalaci dopravníku, profily pro ukotvení spodních válečů, návary pro ukotvení násypky, podpěrkami hnacího bubnu (2.3.2 Ukotvení motorového a vratného bubnu k rámu) a maticí napínacího mechanismu (viz pozice 3 Obr.18).

Svařenec rámu je opatřen ochranným nátěrem (barvu si určí zákazník, pozn.: dopravní pás je zelené barvy viz Obr. 3). Nefunkční otvory svařence jsou zaslepeny. Napájecí kabel motorového bubnu na spadové straně dopravníku lze ochránit před mechanickým poškozením vedením v nosném rámu pro zvýšení bezpečnosti provozu.

2.6.1 Průběh napětí v rámu

Rám byl pro průběh napětí charakterizován jako staticky určitý nosník na dvou podpěrách, zatížený staticky dvojicí sil na obou koncích nosníku představujících zatížení od hmotnosti hnaného a hnacího bubnu. Dále je nosník zatížen staticky spojitým zatížením po celé jeho délce představující zatížení dopravníku od hmotnosti přepravovaného materiálu, hmotností komponent a vlastní hmotností nosné konstrukce dle [11]. Na všechna zatížení byl zohledněn sklon dopravníku, což vede k rozkladu sil a vyvození axiální síly v rámu. Nosník tvoří dva profily 100x50x3–9000–ČSN EN 10219-2 dle [11], proto byl ve výpočtu použit kvadratický moment setrvačnosti dvojnásobné hodnoty.

kde pro výpočet byly použity tyto hodnoty:

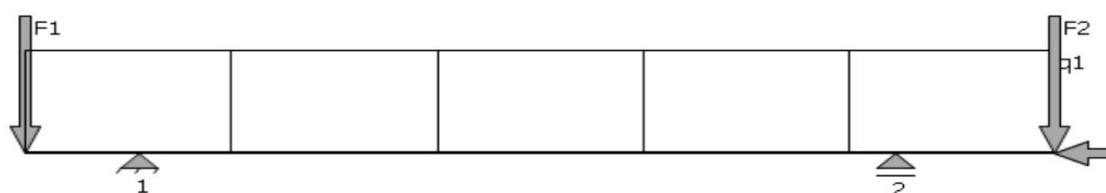
$$F_1 = 300\text{N}$$

$$F_2 = 1060\text{N}$$

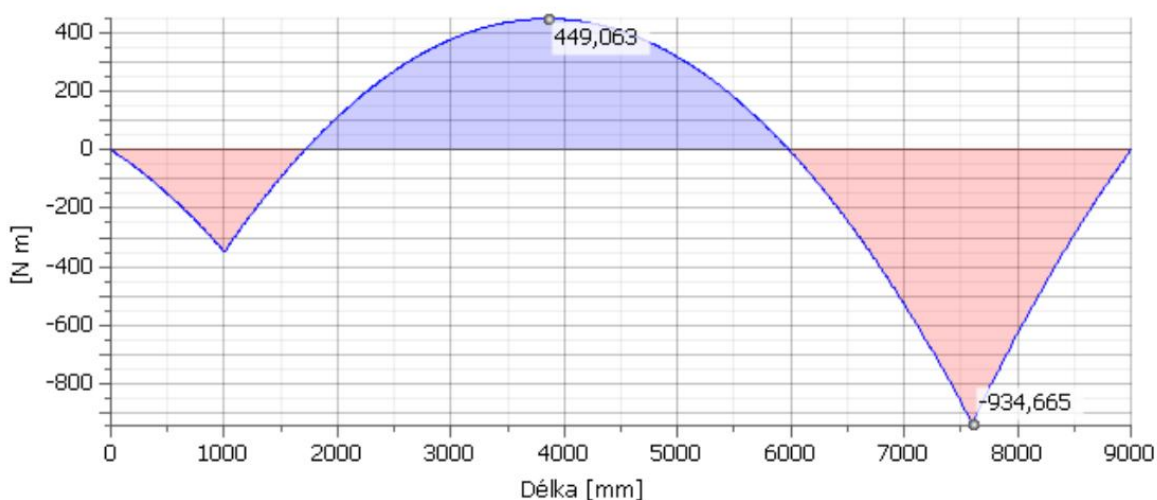
$$F_{axiální} = 1054\text{N}$$

$$q_1 = 130 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

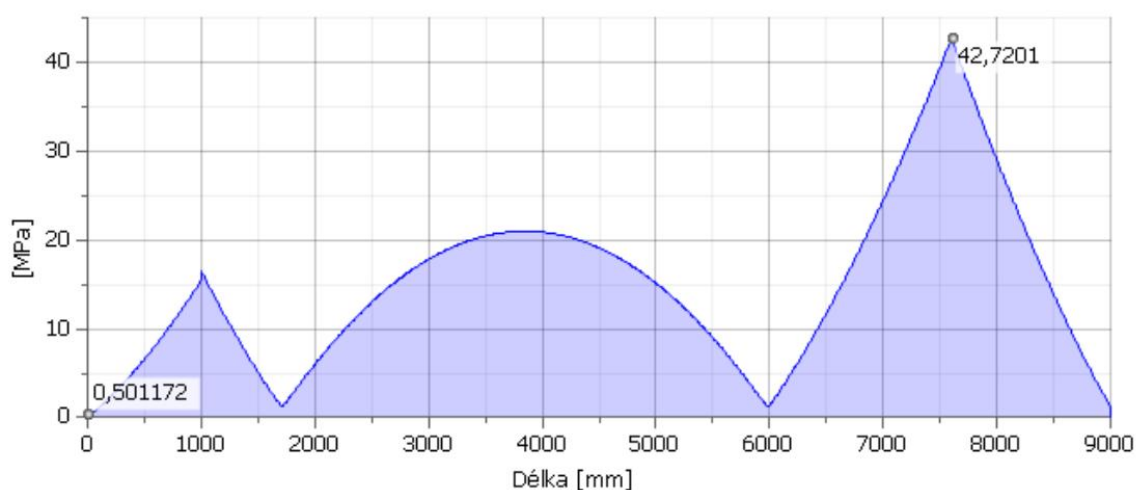
Poloha podpěr od levého okraje nosníku je 1m a 7,6m.



▣ Ohybový moment, Rovina YZ



▣ Redukované napětí



Obr. 19 Grafický výstup výpočtu programu Autodesk Inventor

Z grafu v Obr. 19 lze vidět, že maximální redukované napětí v nosníku je 42,72MPa, při statickém dovoleném napětí v ohybu pro daný materiál 150MPa, převzato z [3]. Lze tvrdit, že zvolený profil nosníku **vyhovuje** s přibližně trojnásobnou bezpečností.



3 Funkční výpočet

Funkční výpočet pásového dopravníku je v souladu s českou normou pro zařízení s plynulou dopravou nákladů: Pásové dopravníky s nosnými válečky – Výpočet výkonu a tahových sil ČSN ISO 5048 (26 3102) dle [4].

3.1 Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu

$$\begin{aligned}\sin(\delta) &= \frac{H}{L} \\ \delta &= \arcsin\left(\frac{H}{L}\right) \\ \delta &= \arcsin\left(\frac{5}{9}\right) \\ \delta &= 33,75^\circ\end{aligned}\tag{1}$$

3.2 Volba jmenovité dopravní rychlosti

$$\begin{aligned}v &= \frac{Q_m}{\rho \cdot S} \\ v &= \frac{8000}{1500 \cdot 0,009} \\ v &= 0,1646 \frac{m}{s}\end{aligned}\tag{2}$$

Přesná rychlost pásu zvolena podle navrženého motorového bubnu Van der Graaf typ TM 215A40 z [9].

$$v = 0,17 \frac{m}{s}$$

kde:

$S = 0,009 m^2$ Z důvodů nízkého dopravního výkonu dle [1, tab. 8.4] volen nejmenší teoretický průřez na pásu, pro příslušné vlastnosti přepravovaného materiálu.

$\rho = 1500 \frac{kg}{m^3}$ Objemová sypná hmotnost přepravovaného materiálu volena jako drcený kámen dle [1, tab. 8.5], z tohoto předpokladu plyne i sypný úhel materiálu $\alpha = 30^\circ$.

3.3 Návrh pásu

$B = 400 mm$ Pás je zvolen dle [1, tab.8.4] viz kapitola 2.1 Dopravní pás.



3.3.1 Kontrola šířky pásu na skutečnou plochu průřezu náplně pásu

Ložná šířka pásu

$$\begin{aligned}b &= \sqrt{\frac{6 \cdot S}{\tan(\alpha)}} \\b &= \sqrt{\frac{6 \cdot 0,009}{\tan(30)}} \\b &= 0,306 \text{ m}\end{aligned}\tag{3}$$

Využitelná ložná šířka pásu

$$\begin{aligned}b_v &= 0,9 \cdot B - 0,055 \\b_v &= 0,9 \cdot 0,4 - 0,055 \\b_v &= 0,305 \text{ m}\end{aligned}\tag{4}$$

Využitelná šířka pásu je pouze teoretická hodnota, skutečná ložná šířka pásu je vymezena roztečí bočních vlnovců instalovaných na pásu tzn. $b_v = 0,28 \text{ m}$.

$b_v < b$ Přepřavovaný materiál se bude opírat o vlnovec.

3.3.2 Největší objemový dopravní výkon pásu

$$\begin{aligned}I_v &= S \cdot v \cdot k \\I_v &= 0,009 \cdot 0,17 \cdot 1 \\I_v &= 0,0015 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\end{aligned}\tag{5}$$

kde:

$k = 1$ Voleno, součinitel sklonu, pás je vybaven opěrkami.

3.3.3 Kontrola hmotnostního dopravního výkonu

$$\begin{aligned}Q &= 3600 \cdot I_v \cdot \rho \\Q &= 3600 \cdot 0,0015 \cdot 1500 \\Q &= 8262 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\end{aligned}\tag{6}$$

$Q > Q_m$ Vyhovuje.

kde:

$Q_m = 8000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$ Zadaný dopravní výkon.



3.4 Hnací síla

3.4.1 Odpor k překonání dopravní výšky

$$\begin{aligned}F_{st} &= q_G \cdot H \cdot g \\F_{st} &= 13,5 \cdot 5 \cdot 9,81 \\F_{st} &= 661,95 \text{ N}\end{aligned}\tag{7}$$

Hmotnost přepravovaného materiálu na 1m délky pásu

$$\begin{aligned}q_G &= \frac{I_v \cdot \rho}{v} \\q_G &= \frac{0,0015 \cdot 1500}{0,17} \\q_G &= 13,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}}\end{aligned}\tag{8}$$

3.4.2 Vedlejší odpory

$$\begin{aligned}F_N &= F_{bA} + F_l + F_t \\F_N &= 0,39 + 6,6 + 0,74 \\F_N &= 7,73 \text{ N}\end{aligned}\tag{9}$$

Odpory setrvačných sil v místě nakládání

$$\begin{aligned}F_{bA} &= I_v \cdot \rho \cdot (v - v_0) \\F_{bA} &= 0,0015 \cdot 1500 \cdot (0,17 - 0) \\F_{bA} &= 0,39 \text{ N}\end{aligned}\tag{10}$$

kde:

$$v_0 = 0 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Předpoklad nulové rychlosti nakládaného materiálu ve směru pohybu pásu.}$$

Odpor ohybu pásu na bubnech

$$\begin{aligned}F_l &= 9 \cdot B \cdot \left(140 + \frac{0,01 \cdot F}{B} \right) \cdot \frac{d}{D} \\F_l &= 9 \cdot 0,4 \cdot \left(140 + \frac{0,01 \cdot 1320}{0,4} \right) \cdot \frac{2,3}{217} \\F_l &= 6,6 \text{ N}\end{aligned}\tag{11}$$

kde:

$d = 2,3 \text{ mm}$ Tloušťka pásu.

$D = 217 \text{ mm}$ Průměr bubnu.

$F = 1320 \text{ N}$ Průměrný tah v pásu viz vztah (29).



Odpor v ložiskách bubnu

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_0}{D} \cdot F_T$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{40}{217} \cdot 800$$

$$F_t = 0,74 \text{ N}$$
(12)

kde:

$d_0 = 40 \text{ mm}$ Průměr hřídele v ložisku bubnu.

$F_T = 800 \text{ N}$ Vektorový součet tahů v pásu na bubnu viz vztah (30).

3.4.3 Obvodová hnací síla

$$F_U = f \cdot L \cdot g \cdot (q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos(\delta)) + F_N + F_{SI} + F_{S2} + F_{st}$$

$$F_U = 0,02 \cdot 9 \cdot 9,81 \cdot (2,56 + 0,67 + (2 \cdot 0,96 + 13,5) \cdot \cos(33,75)) + 7,73 + 0 + 0 + 661,95$$

$$F_U = 698 \text{ N}$$
(13)

kde:

$f = 0,02$ Volena základní hodnota globálního součinitele pásového dopravníku.

$F_{SI} = F_{S2} = 0 \text{ N}$ Dopravník nemá žádné vedlejší, ani hlavní přidavné odpory.

Tíhová síla rotujících válečků na 1m délky pásu

-pro horní větev

$$q_{RO} = \frac{n_{RO}}{L} \cdot m_{RO}$$

$$q_{RO} = \frac{10}{9} \cdot 2,3$$

$$q_{RO} = 2,56 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$
(14)

kde:

$n_{RO} = 10$ Voleno, počet válečků nosné části.

$m_{RO} = 2,3 \text{ kg}$ Rotující hmotnost válečku nosné části viz Tabulka 2.

-pro dolní větev

$$q_{RU} = \frac{n_{RU}}{L} \cdot m_{RU}$$

$$q_{RU} = \frac{2}{9} \cdot 3$$

$$q_{RU} = 0,67 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$
(15)

kde:

$n_{RU} = 2$ Voleno, počet válečků vratné větve.

$m_{RU} = 3 \text{ kg}$ Rotující hmotnost válečku vratné větve viz 2.2.1 Konstrukce válečku.



Hmotnost přepravovaného materiálu na 1m délky pásu

$$q_G = \frac{I_v \cdot \rho}{v}$$

$$q_G = \frac{0,0015 \cdot 1500}{0,17}$$

$$q_G = 13,5 \frac{kg}{m}$$
(16)

Hmotnost dopravního pásu na 1m délky pásu

$$q_B = B \cdot m_p$$

$$q_B = 0,4 \cdot 2,4$$

$$q_B = 0,96 \frac{kg}{m}$$
(17)

kde:

$$m_p = 2,4 \frac{kg}{m^2}$$

Plošná hmotnost pásu viz Tabulka 1.

3.5 Potřebný výkon pohonu

3.5.1 Potřebný provozní výkon pohonu na poháněcím bubnu

$$P_A = F_U \cdot v$$

$$P_A = 698 \cdot 0,17$$

$$P_A = 118,66 W$$
(18)

3.5.2 Potřebný provozní výkon poháněcího motoru

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1}$$

$$P_M = 118,66 \cdot 0,9$$

$$P_M = 131,84 W$$
(19)

kde:

$$\eta_1 = 0,9 \quad \text{Voleno, účinnost převodů.}$$

3.5.3 Potřebný rozběhový výkon poháněcího motoru

$$P_{Mmax} = \frac{F_{Umax} \cdot v}{\eta_1}$$

$$P_{Mmax} = \frac{1116,8 \cdot 0,17}{0,9}$$

$$P_{Mmax} = 210,95 W$$
(20)

Pro pohon dopravníku volen motorový buben Van der Graaf z [9] (viz 2.3 poháněcí stanice) o výkonu $P_M = 0,55 kW$.



Rozběhová síla v pásu

$$\begin{aligned} F_{Umax} &= F_U \cdot \xi \\ F_{Umax} &= 698 \cdot 1,6 \\ F_{Umax} &= 1116,8 \text{ N} \end{aligned} \quad (21)$$

kde:

$\xi = 1,6$ Voleno, součinitel rozběhu.

3.6 Omezení podle průvěsu pásu

-pro horní nosnou větev

$$\begin{aligned} F_{min} &\geq \frac{a_0 \cdot (q_B + (q_G \cdot \cos(\delta))) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \\ F_{min} &\geq \frac{1 \cdot (0,96 + (13,5 \cdot \cos(33,75))) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,01} \\ F_{min} &\geq 1493,67 \text{ N} \end{aligned} \quad (22)$$

kde:

$a_0 = 1 \text{ m}$ Voleno, rozteč horních válečkových stolic s přihlédnutím k [1].

$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm} = 0,01$ Voleno, dovolený průhyb pásu s přihlédnutím k [1].

-pro dolní vratnou větev

$$\begin{aligned} F_{min} &\geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \\ F_{min} &\geq \frac{3 \cdot 0,96 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,01} \\ F_{min} &\geq 353,04 \text{ N} \end{aligned} \quad (23)$$

kde:

$a_u = 3 \text{ m}$ Voleno, rozteč dolních válečkových stolic s přihlédnutím k [1].

3.7 Síly v pásu

3.7.1 Přenos obvodové síly na poháněcí bubnu

Minimální síla předpětí pásu

$$\begin{aligned} F_{2min} &\geq F_{Umax} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi}} \\ F_{2min} &\geq 1116,8 \cdot \frac{1}{e^{0,2 \cdot \pi}} \\ F_{2min} &\geq 1277,13 \text{ N} \end{aligned} \quad (24)$$

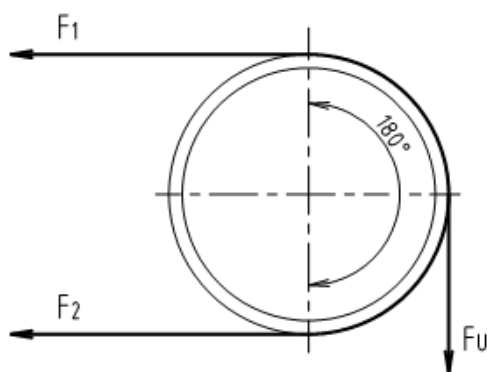


kde:

$\mu = 0,2$ Stanovený, koeficient tření pásu o poháněcí buben dle [8].

$\varphi = 180^\circ = \pi \text{ rad}$ Úhel opásání poháněcího bubnu viz Obr 20.

3.7.2 Tahové síly v pásu



Obr. 20 Síly v pásu

Síla v horní nosné větvi

$$F_1 \approx F_{Umax} \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi}} + 1 \right)$$

$$F_1 \approx 1116,8 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,2 \cdot \pi}} + 1 \right) \quad (25)$$

$$F_1 \approx 1712,59 \text{ N}$$

Síla v dolní vratné větvi

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu \cdot \varphi}}$$

$$F_2 = \frac{1712,59}{e^{0,2 \cdot \pi}} \quad (26)$$

$$F_2 = 913,65 \text{ N}$$

3.7.3 Největší tahová síla v pásu

$$F_{max} \approx F_1$$

$$F_{max} \approx 1712,59 \text{ N} \quad (27)$$



3.7.4 Bezpečnost síly v pásu

$$\begin{aligned}k_P &\approx \frac{F_{dov}}{F_{max}} \\k_P &\approx \frac{6400}{1712,59} \\k_P &\approx 3,7\end{aligned}\tag{28}$$

Bezpečnost pásu **vyhovuje**.

kde:

$F_{dov} = 6400\text{N}$ Dovolené napětí v pásu dle [8] viz Tabulka 1.

3.7.5 Průměrný tah v pásu na buben

$$\begin{aligned}F &= \frac{F_1 + F_2}{2} \\F &= \frac{1712,59 + 913,65}{2} \\F &= 1313,12\text{ N} \approx 1320\text{N}\end{aligned}\tag{29}$$

3.7.6 Vektorový součet tahů v pásu

$$\begin{aligned}F_T &= F_1 - F_2 \\F_T &= 1712,59 - 913,65 \\F_T &= 798,95\text{ N} \approx 800\text{N}\end{aligned}\tag{30}$$

4 Návrhový výpočet napínacího mechanismu

Jako nejslabší článek napínacího mechanismu byl zvolen napínací šroub. Z kontrolního výpočtu vzpěrné stability dlouhého centricky zatíženého prutu dle [2] vychází minimální návrhový průměr závitové tyče.

4.1 Návrh průměru závitové tyče

Výpočet podle [2, vztah 5-55].

$$\begin{aligned}d_3 &= \left(\frac{64 \cdot F_{krit} \cdot l^2}{\pi^3 \cdot c \cdot E} \right)^{\frac{1}{4}} \\d_3 &= \left(\frac{64 \cdot 1915,7 \cdot 0,3^2}{\pi^3 \cdot 1 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1}{4}} \\d_3 &= 0,0064\text{ m} = 6,4\text{ mm}\end{aligned}\tag{31}$$



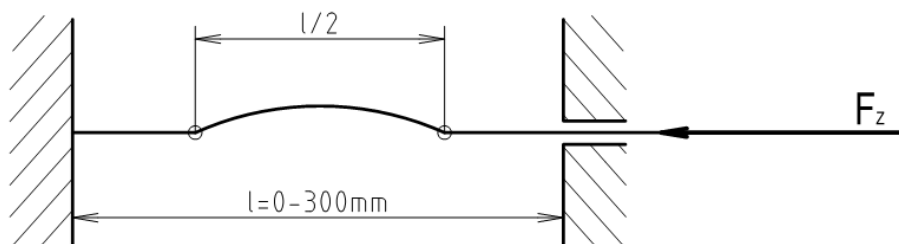
Volen závit M10x1,5 s minimálním průměrem závitu $d_3 = 8,16 \text{ mm}$.

kde:

$l = 0,3 \text{ m}$ Maximální zdvihová výška závitového šroubu viz Obr. 21.

$c = 1$ Součinitel vzpěrnosti, voleno podle druhu vzpěrného zatížení.

$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ Modul pružnosti v tahu pro ocel dle [3]



Obr. 21 Schéma druhu zatížení závitové tyče

Zatěžující síla působící na závitovou tyč

viz Obr 21

$$\begin{aligned} F_z &= \frac{F_{2\min}}{2} \\ F_z &= \frac{1277,13}{2} \\ F_z &= 638,57 \text{ N} \end{aligned} \tag{32}$$

kde:

$F_{2\min} = 1277,13 \text{ N}$ Minimální síla předpětí v pásu viz vztah (24)

Kritická síla působící na závitovou tyč

$$\begin{aligned} F_{krit} &= F_z \cdot k_v \\ F_{krit} &= 638,57 \cdot 4 \\ F_{krit} &= 2554,26 \text{ N} \end{aligned} \tag{33}$$

kde:

$k_v = 4$ Voleno, bezpečnost proti vybočení prutu.



4.1.1 Mezní štíhlostní poměr

Výpočet podle [2, vztah 5-48]

$$\begin{aligned}\lambda_m &= \left(\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot c \cdot E}{R_e} \right)^{\frac{1}{2}} \\ \lambda_m &= \left(\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot 1 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{220} \right)^{\frac{1}{2}} \\ \lambda_m &= 137,27\end{aligned}\tag{34}$$

kde:

$R_e = 220 \text{ MPa}$ Mez kluzu materiálu závitové tyče [3].

4.1.2 Oblast pružného vzpěru podle Eulera

$$\begin{aligned}l_{Eu} &\geq \frac{\lambda_m \cdot d_s}{4} \\ l_{Eu} &\geq \frac{137,27 \cdot 0,0082}{4} \\ l_{Eu} &\geq 0,28 \text{ m}\end{aligned}\tag{35}$$

Vtah pružné vzpěrnosti podle Eulera platí pro zdvih závitové tyče $l_{Eu} = \langle 0,28 \text{ m}; 0,3 \text{ m} \rangle$.

4.1.3 Kontrola závitové tyče v oblasti nepružného vzpěru

Ze vztahu (35) plyne, že interval zdvihu závitové tyče v oblasti nepružného vzpěru je roven $l_{Ter} = \langle 0 \text{ m}; 0,28 \text{ m} \rangle$. Kontrola vychází ze vztahů pro nepružný vzpěr na prostý tlak.

Napětí v tlaku závitové tyče

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{F_z}{S} = \frac{F_z \cdot 4}{\pi \cdot d_s^2} \\ \sigma &= \frac{638,57 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0082^2} \\ \sigma &= 12,21 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{36}$$

Bezpečnost závitové tyče na prostý tlak

$$\begin{aligned}k_{tlak} &= \frac{\sigma_d}{\sigma} \\ k_{tlak} &= \frac{100}{12,21} \\ k_{tlak} &= 8,19\end{aligned}\tag{37}$$

Vyhovuje.



kde:

$\sigma_d = 100 \text{ MPa}$ Dovolené statické napětí v tlaku pro materiál závitové tyče dle [3], volena konzervativní hodnota.

5 Pokyny pro montáž a údržbu

Samotná montáž zařízení je jednoduchá a nevyžaduje žádné speciální montážní přípravky. Před montáží se opatří mazacím tukem všechny závity a třecí plochy napínacího mechanismu. Na svařenec rámu jsou nasunuty nosné válečky a připevní se poháněcí stanice. Dále je nainstalován napínací mechanismus a dopravník se vybaví pásem, poté se připevní vratný buben a válečky vratné větve.

K instalaci pásového dopravníku na podpěry je zapotřebí zdvihací zařízení, které je schopné pojmout břemeno rozměrů dopravníku.

Je-li dopravník usazen v provozní poloze, může být provedeno napnutí pásu, též seřízení běhu válečků vratné větve a kontrola přímého chodu pásu. Instalaci násypky lze provést kvůli snížení hmotnosti při manipulaci až po ustavení do jeho pracovní polohy.

Výměna pásu probíhá v opačném pořadí montáže. Pás je vyroben z odolného materiálu a tření materiálu o pás je omezeno příčnými profily, proto se předpokládá delší životnost a delší interval jeho výměny.

Provoz dopravníku je předpokládán na zastřešeném místě, při dopravě mokrého, nebo vlhkého materiálu je třeba uvážit jeho objemovou hmotnost, aby nedošlo k přetížení dopravníku, popřípadě by bylo nutné provést kontrolní výpočet.



Závěr

Úvodní záměr konstrukce lehkého zařízení, vyplývající již z poměrně nízkých vstupních požadavků na dopravní výkon stroje, je realizován jednoduchým svařovaným rámem, který byl výchozím faktorem pro konstrukci napínacího mechanismu. Samotné řešení mechanismu napínání umožnilo jednoduchou obsluhu a zabraňuje při své náchylné poloze jeho poškození.

Na úkor napínacího zařízení je navržena násypka instalovaná u napínacího mechanismu, což omezilo možnosti jejího uchycení k rámu. Stávající řešení by mohlo způsobovat kmity násypky, nebo nadměrný hluk při dopadu materiálu na násypku, tato spekulace by byla případně potvrzena zkušebním provozem. V tomto případě by násypka a dopadové válečky byly posunuty výše od napínacího mechanismu. Poloha násypky a návrh jejího tvaru viz výkres sestavení pásového dopravníku v příloze. Bližší specifikace rozměrů násypky není v této práci uvedena.

Volený typ pásu je vhodným řešením pro daný druh provozu a jeho doplňky, jako jsou příčné profily a boční vlnovec, zvyšují efektivitu a bezpečnost provozu. Pás je dodáván kvůli příčným profilům a bočnímu vlnovci jako nekonečná smyčka, což muselo být při konstrukci dopravníku zohledněno pro realizovatelnost instalace, nebo případné výměny pásu.



Použitá literatura

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. 1. vyd. Brno: rektorát VUT, 1988.
- [2] SHIGLEY, J.E., Ch.R. MISCHKE a R.G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Brno: VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 3. dopl. vyd. Praha: ALBRA, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [4] ČSN ISO 5048 (26 3102). Pásové dopravníky s nosnými válečky: Zařízení pro plynulou dopravu nákladů: Výpočet výkonu a tahových sil. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [5] FRET, Prodej a servis recyklačních strojů: O nás. Flame Recycling Technologies [online]. Fresh Service, 2010 [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: <http://www.fret.cz/>
- [6] TRANSROLL. Catalogue: Rollers for belt conveyors [online]. 2010 [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: <http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/katalog-valecku-57802.pdf?redir>
- [7] TRANSROLL. Katalog A: Válečky, pražce, závěsy a girlandové stolice pro pásové dopravníky pro dopravu sypkých hmot [offline]. Lednice, 2010, 83 s. [cit. 2012-05-18].
- [8] REKO. Reko katalog 2011 [online]. 2011 [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: http://www.reko-sro.cz/tisk/REKO_katalog_2011.pdf
- [9] VAN DER GRAAF. Product information: Drummotors [online]. [2009] [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: <http://www.opo.sk/katalogy/vandergraaf/katalog-vandergraaf-bubnove-motory-en.pdf>
- [10] Direct industry. Products: Drum motor: BDL [online]. [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/bdl/drum-motors-17048-37594.html>
- [11] FERONA. Sortimentní katalog: Specifikace výrobku [online]. 2004 [cit. 2012-05-20]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=23548>
- [12] FERONA. Sortimentní katalog: Specifikace výrobku [online]. 2004 [cit. 2012-05-20]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=22386>



Seznam použitých značek a symbolů

a_0	$[m]$	Rozteč horních válečkových stolic
a_u	$[m]$	Rozteč dolních válečkových stolic
b	$[m^2]$	Ložná šířka pásu (tj. Skutečně zaplněná nebo nesoucí dopravovanou hmotu); využitelná šířka pásu
B	$[m]$	Šířka dopravního pásu
C	$[-]$	Součinitel vedlejších odporů
d	$[m]$	Tloušťka pásu
d_o	$[m]$	Průměr hřídele v ložisku
D	$[m]$	Průměr bubnu
e	$[-]$	Základ přirozených logaritmů
f	$[-]$	Globální součinitel tření
F	$[N]$	Průměrný tah v pásu na bubnu
F_1	$[N]$	Tah v pásu ve větvi nabíhající na bubnu
F_2	$[N]$	Tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu
F_H	$[N]$	Hlavní odpory
F_{krit}	$[N]$	Kritická síla vybočení prutu
F_{max}	$[N]$	Největší tah v pásu
F_{min}	$[N]$	Nejmenší tah v pásu
F_{2min}	$[N]$	Nejnižší předepětí v pásu potřebný pro přenos hnací síly
F_N	$[N]$	Vedlejší odpory
F_S	$[N]$	Přídavné odpory
F_{S1}	$[N]$	Přídavné vedlejší odpory
F_{S2}	$[N]$	Přídavné hlavní odpory
F_{St}	$[N]$	Odpor k překonání dopravní výšky
F_t	$[N]$	Vektorový součet tahů v pásu, působící na bubnu
F_U	$[N]$	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu
F_z	$[N]$	Zatížení závitové tyče
g	$[m \cdot s^{-1}]$	Tíhové zrychlení
$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$	$[-]$	Dovolený relativní průvès pásu mezi válečkovými stolicemi
H	$[m]$	Dopravní výška
I_v	$[m^3 \cdot s^{-2}]$	Objemový dopravní výkon



k	$[-]$	Součinitel sklonu
k_P	$[-]$	Koeficient bezpečnost tahu v pásu
k_{tlak}	$[-]$	Koeficient bezpečnosti v tlaku
k_v	$[-]$	Koeficient bezpečnosti proti vybočení prutu
l	$[m]$	Délka prutu
l_{Eu}	$[m]$	Délka prutu v oblasti pružného vzpěru
l_{Tet}	$[m]$	Délka prutu v oblasti nepružného vzpěru
L	$[m]$	Délka dopravníku
m_P	$[kg \cdot m^{-2}]$	Plošná hmotnost pásu
m_{RO}	$[kg]$	Hmotnost rotujících částí válečku nosné větve
m_{RU}	$[kg]$	Hmotnost rotujících částí válečku vratné větve
n_{RO}	$[-]$	Počet válečků nosné větve
n_{RU}	$[-]$	Počet válečků vratné větve
P_A	$[W]$	Provozní výkon na poháněcím bubnu
P_M	$[W]$	Provozní výkon poháněcího motoru
P_{Mmax}	$[W]$	Rozběhový výkon poháněcího motoru
q_b	$[kg \cdot m^{-1}]$	Hmotnost 1m dopravního pásu
q_G	$[kg \cdot m^{-1}]$	Hmotnost nákladu na 1m délky pásu
q_{RO}	$[kg \cdot m^{-1}]$	Hmotnost rotujících částí válečků na 1m horní větve dopravníku
q_{RU}	$[kg \cdot m^{-1}]$	Hmotnost rotujících částí válečků na 1m dolní větve dopravníku
S	$[m^2]$	Průřez náplně pásu
v	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost pásu
v_0	$[m \cdot s^{-1}]$	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
α	$[^\circ]$	Sypný úhel
δ	$[^\circ]$	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu
η	$[-]$	Účinnost
θ	$[^\circ]$	Dynamický sypný úhel dopravované hmoty
λ_m	$[-]$	Mezní štíhlostní poměr
μ	$[-]$	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
ξ	$[-]$	Součinitel rozběhu
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	Sypná hmotnost dopravované hmoty
σ	$[MPa]$	Napětí v tlaku
σ_d	$[MPa]$	Dovolené napětí v tlaku



φ	[<i>rad</i>]	Úhel opásání poháněcího bubnu
-----------	----------------	-------------------------------

Seznam příloh

- 1-01-01-2012 -sestava Pásový dopravník
- 2-02-01-2012 -podsestava Napínací mechanismus